

**2016 13TH INTERNATIONAL SCIENTIFIC-
TECHNICAL CONFERENCE ON ACTUAL
PROBLEMS OF ELECTRONIC INSTRUMENT
ENGINEERING (APEIE) – 39281
PROCEEDINGS**

APEIE – 2016

In 12 Volumes

Volume 10

Novosibirsk

2016

**ТРУДЫ XIII МЕЖДУНАРОДНОЙ НАУЧНО-
ТЕХНИЧЕСКОЙ КОНФЕРЕНЦИИ
АКТУАЛЬНЫЕ ПРОБЛЕМЫ
ЭЛЕКТРОННОГО ПРИБОРОСТРОЕНИЯ**

АПЭП – 2016

В 12 томах

Том 10

Новосибирск

2016

Экспериментальное исследование тепловых режимов работы лепестковых газодинамических подшипников высокоскоростных электротурбомашин

Н.Е. Захарова, М.Ю. Румянцев, С.И. Сигачев, А.В. Банакин, А.Ю. Капустин

Национальный Исследовательский Университет «Московский энергетический институт», кафедра электротехнических комплексов автономных объектов и электрического транспорта, Москва, Российская Федерация

Аннотация – В современной научной литературе, посвященной созданию и использованию ЛГП в высокоскоростных машинах, почти полностью отсутствуют данные об экспериментальных исследованиях эксплуатационных свойств ЛГП. Данная статья посвящена экспериментальным исследованиям одного из самых важных свойств любых опор – противостоянию тепловым нагрузкам. В статье приведены результаты экспериментальных исследований тепловых режимов работы лепестковых газодинамических подшипников, предназначенных для создания высокоскоростных электротурбомашин мощностью 0,25 - 300 кВт с рабочей частотой вращения ротора 600 - 40 тысяч об/мин. Исследования выполнены на радиальном подшипнике с наружным диаметром несущей поверхности 80 мм в диапазоне частот вращения ротора 24-96 тысяч об/мин при различном осевом нагружении. Даны рекомендации по построению системы охлаждения подшипников высокоскоростных турбомашин.

Ключевые слова – Лепестковые газодинамические подшипники, высокоскоростные электротурбомашин, тепловой режим работы, экспериментальные исследования, осевой подшипник, подпятник, система охлаждения, осевая сила.

I. ВВЕДЕНИЕ

В НАСТОЯЩЕЕ время практически во всех индустриально развитых странах мира ведутся работы по созданию высокоскоростных электротурбомашин (ЭТМ), являющихся основой установок для сжатия и/или расширения газов (высокоскоростные центробежные компрессоры, турбохолодильники, турбодетандеры, воздухоудки и высоконапорные вентиляторы, вакуумные насосы и пр.), а также микротурбинных установок, вырабатывающих электрическую и тепловую энергию в системах малой распределённой энергетики [1].

При относительно малых (до 300 кВт) мощностях таких установок для достижения приемлемых значений КПД турбин и компрессоров, а также для уменьшения массы и габаритов установок необходимы высокие и сверхвысокие частоты вращения ротора (до сотен тысяч оборотов в минуту), поэтому проблема создания надёжных высокоскоростных подшипников является крайне актуальной.

Применение в ЭТМ традиционных шариковых подшипников сопряжено со значительными технологическими трудностями при их установке, требует сложных систем масляной смазки и охлаждения, поэтому использование в высоко-

скоростных ЭТМ бесконтактных подшипников – газовых или электромагнитных, считается более перспективным. При этом анализ современных разработок в области турбомашин малой мощности показывает, что в них наибольшее распространение получили лепестковые газодинамические подшипники (ЛГП) в силу того, что они обладают рядом существенных преимуществ перед другими типами высокоскоростных опор, таких как, газостатические, газодинамические с жесткими несущими поверхностями и электромагнитные [2].

Главными из этих преимуществ являются:

- автономность работы (отсутствие системы смазки и отсутствие необходимости подачи воздуха или другого рабочего газа под давлением в рабочие зазоры опоры, отсутствие необходимости подключения к внешнему источнику энергии);
- эффективное демпфирование колебаний ротора, благодаря рассеиванию колебательной энергии в многочисленных зонах трения внутри опоры;
- возможность работы в условиях значительных перепадов температур и внешних теплопритоков;
- возможность работы в условиях повышенных вибраций и тряски;
- снижение требований к точности изготовления деталей и сборки турбомашин за счет наличия относительно больших зазоров внутри опоры;
- большой ресурс;
- отсутствие необходимости сервисного обслуживания опор.

При создании высокоскоростных турбомашин необходим комплексный подход к их проектированию, основанный на знании свойств важнейших функциональных узлов, в частности скоростных подшипников. При этом следует иметь в виду, что природа рабочих процессов в ЛГП чрезвычайно сложна, поэтому исследование их работоспособности и характеристик невозможно осуществить без комплекса экспериментальных исследований, в частности тепловых режимов их работы.

II. ОБЪЕКТ ИССЛЕДОВАНИЯ

Различают два типа ЛГП – радиальные и осевые. Как известно [3], тепловыделение в рабочих зазорах опор зависит от относительной линейной скорости ротора и статора ЛГП,

а также от величины рабочего зазора, который, в свою очередь, является функцией нагрузки. В осевых подшипниках при работе выделяется большее количество тепла по сравнению с радиальными ЛПП в силу того, что линейные скорости на периферии пяты больше, чем линейные скорости на цапфах ротора, кроме того, осевые нагрузки на подпятник обычно велики и превышают динамические нагрузки на радиальные опоры. Поэтому данная статья посвящена экспериментальному исследованию тепловых режимов работы осевых опор и их основного элемента - подпятника.

Исследуемый подпятник, фотография которого приведена на рисунке 1, представляет собой плату, к которой приварены профилированные, частично перекрывающиеся друг друга лепестки.

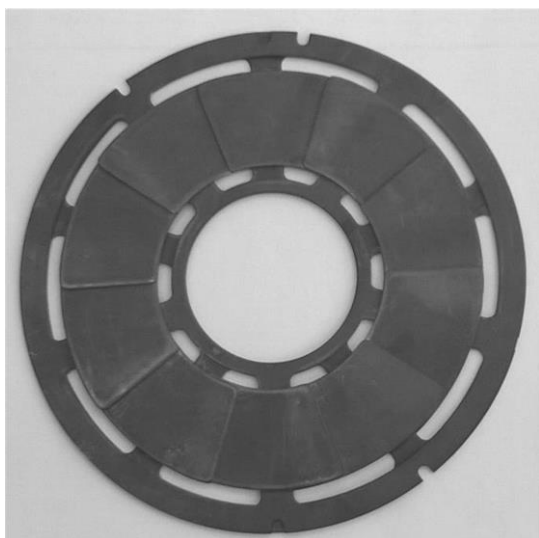


Рис. 1. Исследуемый лепестковый подпятник.

Кольцевой ряд лепестков образует несущую поверхность опоры. Давление газа, увлекаемого при вращении пятой в конфузторные зоны, образованные пятой и несущей поверхностью подпятника, возрастает по мере увеличения частоты вращения ротора, и при определенной частоте вращения, называемой частотой «всплытия», становится достаточным, чтобы отжать лепестки от пяты. Таким образом, образуется несущий газовый слой, разделяющий пяту и опоры. Механический контакт между пятой и подпятником прекращается, ротор оказывается подвешенным в газовом слое. Чем ниже частота всплытия и время её достижения при запуске турбомашин, тем меньше износ антифрикционного покрытия ЛПП при механическом контакте ротора с лепестками и, соответственно, выше ресурс опоры.

В работе для исследования были выбраны лепестковые подпятники с наружным диаметром несущей поверхности 80 мм и числом лепестков 10.

Лепестки опор изготавливаются из пружинного сплава (для экспериментального подпятника использовался нержавеющая сталь с высоким содержанием никеля). На несущую поверхность лепестков наносится антифрикционное покрытие, облегчающее работу подшипника в условиях сухого трения лепестков с контртелом (пятой или цапфой ротора) до частоты «всплытия» ротора. Выбор антифрикционных покрытий из-за высоких требований по скоростному контакту лепестков с контртелом весьма невелик. Наш выбор после многочисленных проб остановился на покрытии АИС-2. Автор покрытия - заслуженный изобретатель России Андрей-

чиков Г.Е., в настоящее время руководитель экспериментальной лаборатории по антифрикционным покрытиям на кафедре электротехнических комплексов автономных объектов и электрического транспорта НИУ «МЭИ».

Покрытие АИС-2 имеет хорошую адгезию к материалу лепестка, высокую износостойкость, низкий коэффициент трения, может длительное время надежно работать при температуре до 300 °С.

Целью экспериментальных исследований тепловых режимов работы подпятников ЛПП было:

- определение зависимости нагрева подпятника от частоты вращения ротора, осевой нагрузки на подшипник и от толщины лепестков;
- определение рабочих температур лепестков подпятника для оценки работоспособности их антифрикционного покрытия;
- выбор способа охлаждения ЛПП.

III. МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ЛПП

Для проведения исследований была изготовлена экспериментальная установка, позволяющая выполнять измерение тепловых режимов осевых ЛПП независимо от тепловых режимов работы других элементов турбомашин. Схема экспериментальной установки показана на рисунке 2.

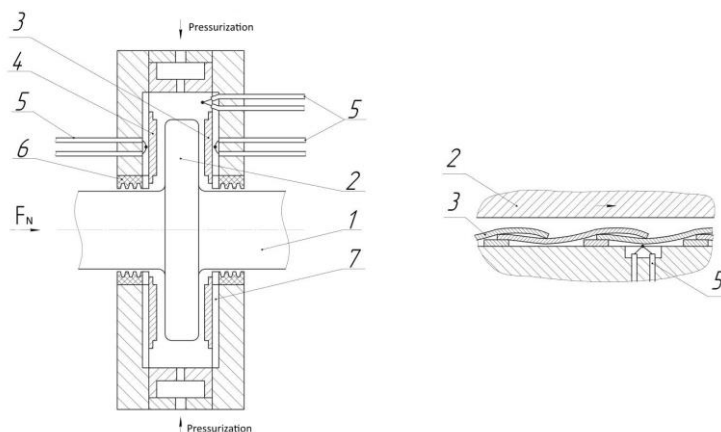


Рис. 2. Схема экспериментальной установки.

Ротор 1 с пятой 2 приводится во вращение с помощью турбины (на рисунке 2 – не показана), в осевом направлении его перемещение ограничивается правым 3 и левым 4 лепестковыми подпятниками. Камера упорного узла изолирована двумя лабиринтными уплотнениями 6. Охлаждающий воздух поступает в камеру через канал 7. Температурные измерения выполняются с помощью трёх термопар 5, спай одной из них выступает над поверхностью корпусных деталей ЛПП, а спай двух оставшихся - контактирует с тыльной поверхностью лепестков подпятников 3 и 4. В качестве рабочего газа используется воздух.

Как известно, термопара регистрирует температуру собственного спая. Для того чтобы оценить разницу температуры спая и фактической температуры лепестка, был использован метод измерения температур при помощи термокрасок.

В каждом из подпятников на тыльную сторону лепестков были нанесены термокраски, реагирующие изменением цвета на температуры в диапазоне 82 - 322 °С. Чувствительных термокрасок ± 2 °С. В ходе эксперимента регистрировалось

максимальное значение нагрева ЛГП, определенное с помощью термопар и это значение сравнивалось с температурой, определяемой по изменившемуся цвету термоласки. Проведенное сравнение показало, что фактически температуры лепестков были выше температур, регистрируемых с помощью термопар на 20 - 30 °С. Далее, на графиках и в тексте приводятся значения температур, регистрируемых с помощью термопар.

Осевая нагрузка F_N прикладывается к ротору в направлении «слева-направо», как показано на рисунке 2, поэтому правый подпятник 3 оказывается нагруженным, а левый 4 – ненагруженным.

IV. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ТЕМПЕРАТУРНЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ЛГП

А. Исследование влияния толщины лепестков на температурные режимы ЛГП

Тепло, генерируемое в газовом слое ЛГП, частично уносится потоком воздуха, покидающего рабочий зазор и частично передается корпусным деталям, благодаря теплопроводности элементов ЛГП. Нагрев лепестков подпятника при прочих равных условиях существенно зависит от их теплопроводности. Для количественной оценки этой зависимости был изготовлен ряд подпятников, отличающихся толщиной лепестков (0,1; 0,12 и 0,15 мм).

На рисунке 3 показана зависимость перегрева ΔT этих ЛГП от осевой нагрузки F_N при постоянной частоте вращения ротора, равной 24 тыс. об/мин.

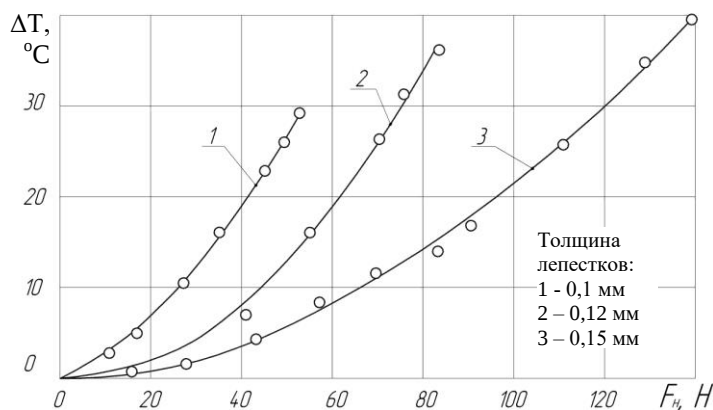


Рис. 3. Зависимость перегрева ЛГП с различными толщинами лепестков от величины осевой силы.

Как следует из приведенных графиков, чем толще лепестки, тем менее они нагреваются. Выбор толщины лепестков осуществляется на этапе проектирования ЛГП при оптимизации профиля несущей поверхности с целью достижения требуемых характеристик подшипников, но при этом надо принимать решение, если есть возможность, в пользу более толстых лепестков, для создания благоприятных условий эксплуатации антифрикционного покрытия.

В. Зависимость температуры ЛГП от частоты вращения ротора и осевого нагружения.

Данные термометрирования ЛГП экспериментальной установки приведены на рис. 4.

На графиках показан нагрев нагруженного и ненагруженного подпятников в зависимости от осевого нагружения при частотах вращения ротора 60 и 96 тыс. об/мин. Как можно было предположить, нагруженный подпятник генерирует большее количество тепла, так как работа сил вязкого трения в его рабочем зазоре больше, но разница температур обоих подпятников невелика, потому что тепло распределяется на пяту и корпусные детали, влияя на нагрев ненагруженного подпятника.

Далее в тексте приводятся данные о температуре только нагруженного подпятника.

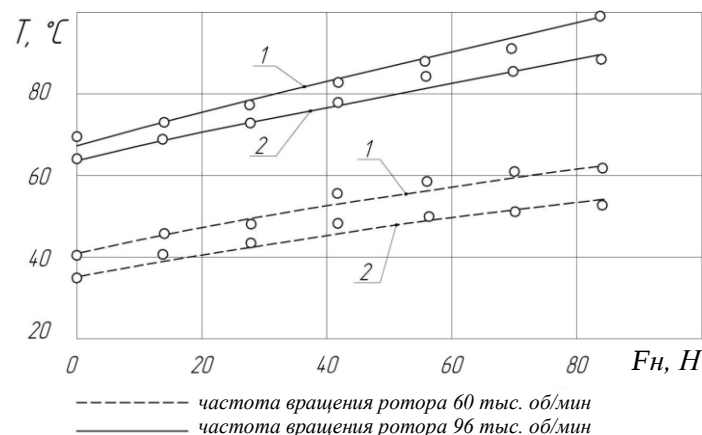


Рис. 4. Данные термометрирования ЛГП (толщина лепестков 0,2 мм); 1 — температура нагруженного подпятника; 2 — температура ненагруженного подпятника.

Одним из существенных преимуществ лепестковых опор является их способность успешно функционировать при очень высоких частотах вращения ротора, ограниченных лишь механической прочностью деталей, составляющих ротор.

На рис. 5 показана зависимость температур ЛГП от частоты вращения ротора при различном осевом нагружении.

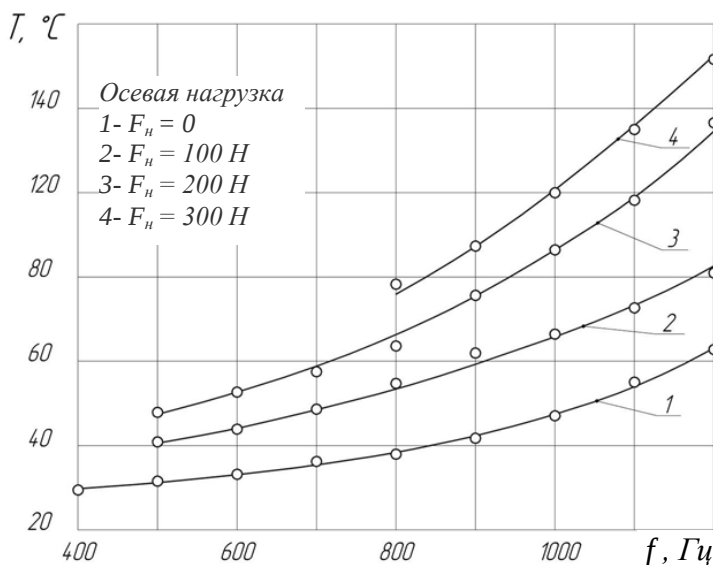


Рис. 5. Зависимость нагрева ЛГП (толщина лепестков 0,25 мм) от частоты вращения ротора при различном осевом нагружении.

Нагрев ЛГП при отсутствии осевого нагружения (график 1) незначителен и при частоте вращения 96 тыс. об/мин, когда скорость на периферии пяты составляла приблизительно

300 м/с, нагрев был равен 62 °С. При осевом нагружении температура ЛГП возрастает, но даже при сочетании высокой частоты вращения ротора (96 тыс. об/мин) и большой осевой нагрузки (300 Н), температура нагруженного ЛГП составляла лишь 152 °С. Аналогичные температурные зависимости были получены для лепестковых подпятников различных конструкций, имеющих габариты испытуемого ЛГП. Проведенные эксперименты позволяют сделать вывод о том, что собственные тепловыделения ЛГП не представляют опасности для используемого антифрикционного покрытия с теплоустойчивостью до 300 °С.

V. ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ ЛГП

Нагрев ЛГП в турбомашине обычно происходит на фоне теплопритоков от рабочих узлов агрегата, например, от турбины, компрессора, а в случае встроенной электромашин, от обмоток статора и вихревых токов в роторе [4]. В некоторых случаях тепловой поток поступает со стороны горячего отсека в месте установки турбоагрегата. В таких условиях температура лепестков ЛГП может превысить предельно допустимую рабочую температуру антифрикционного покрытия. Задача охлаждения ЛГП становится актуальной.

В ходе эксперимента были опробованы 2 способа охлаждения: путём естественной вентиляции камеры ЛГП и путем продувки камеры воздухом с температурой 150 °С. Зависимость температуры экспериментального подпятника от величины осевой нагрузки при постоянной частоте вращения ротора, равной 60 тыс. об/мин, при различных способах теплоотвода приведена на рисунке 6.

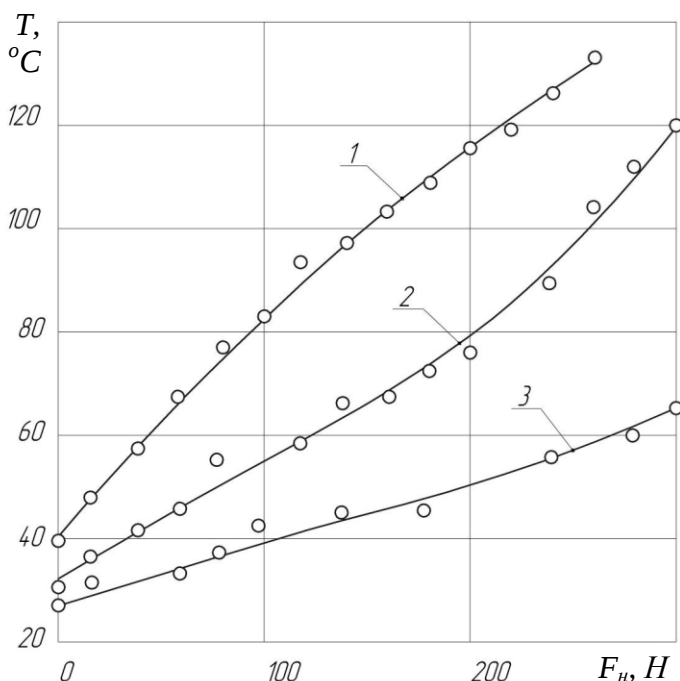


Рис. 6. Зависимость температуры ЛГП (толщина лепестков 0,25 мм) от осевой нагрузки при частоте вращения ротора 60 тыс. об/мин, при различных условиях теплоотвода.

Кривые графика соответствуют следующим условиям испытаний:

- кривая 1 — подпятник размещен в камере, изолированной от корпуса установки лабиринтными уплотнениями

(см. рисунок 1). Отвод тепла от ЛГП происходит только за счет теплопроводности корпусных деталей и утечки воздуха через лабиринтные уплотнения;

- кривая 2 — в камере выполнены 2 отверстия диаметром 4 мм, соединяющие камеру с наружной атмосферой. Часть тепла уносится с воздушным потоком через эти вентиляционные отверстия. Нагрев подпятника снизился на 25-30%;
- кривая 3 — через 2 отверстия диаметром 4 мм в камеру ЛГП подводится равномерно распределенный по периферии подпятника воздух ($T_{\text{охл}} = 15$ °С) с избыточным давлением 0,18 атм. Интенсивность отвода тепла воздушным потоком повысилась, нагрев подпятника снизился ещё на 40-50%.

Принципы построения систем охлаждения ЛГП заключаются в организации конвективного отвода тепла воздухом, движущимся через камеру осевой опоры. Наиболее эффективный способ охлаждения — принудительная продувка камер ЛГП воздухом с пониженной температурой. Поток воздуха через камеру не позволяет образовываться застойным зонам, из которых нагретый воздух вновь поступает в ЛГП и дополнительно подогревается. Обычно охлаждение лепестковых опор в турбомашине в условиях наличия внешних теплопритоков, поступающих от других узлов, — достаточно сложная задача. Ее необходимо решать с учетом интенсивности поступающего теплопритока и наличия воздуха, потребного для охлаждения. Этот процесс плохо поддается расчетам и в большинстве случаев на практике параметры процессов охлаждения лепестковых газодинамических подшипников определяются в ходе доводки и испытания турбоагрегата.

VI. ВЫВОДЫ И ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. С увеличением частоты вращения ротора и величины нагрузки нагрев подпятника возрастает.
2. Собственные тепловыделения ЛГП благодаря малой вязкости рабочего газа незначительны, и, как правило, не представляют опасности для антифрикционного покрытия лепестков.
3. Увеличение в допустимых пределах толщины лепестков благоприятно сказывается на температурных режимах работы ЛГП, понижая уровень их нагрева при прочих равных условиях.
4. В случае функционирования упорного узла в условиях внешних теплопритоков необходимо организовать его охлаждение путем конвективного теплоотвода, обеспечиваемого продувкой камеры подпятника охлажденным воздухом с целью исключения образования застойных зон воздуха в местах расположения ЛГП.

Работа выполнена в ФГБОУ ВО НИУ "МЭИ" при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации в рамках Соглашения от 27 октября 2015 г. № 14.577.21.0169. Уникальный идентификатор прикладных научных исследований и экспериментальных работ (проекта): RFMEFI57715X0169.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Румянцев М.Ю., Сигачев С.И., Берилов А.В., Грибин В.Г., Серков С.А. Высокоскоростные турбогенераторы для автономных систем малой распределенной энергетики // Промышленная энергетика. 2015, №5, 20-25 с.
- [2] Рассохин, В.А. Основные направления развития микротурбинных технологий в России и за рубежом /В.А. Рассохин, Н.А. Забелин, Ю.В. Матвеев // Научно-технические ведомости СПбГПУ. — 2011 .— № 4(135). — С. 41-51.
- [3] Пешти Ю.В. Газовая смазка: Учебник для вузов. – М.: Изд-во МГТУ им Н.Э.Баумана, 1993г., 381 с.



Захарова Наталья Евгеньевна, родилась в 1939 г. в Москве, СССР.

В 196xxx году окончила Московский Авиационно-Технологический институт, защитила кандидатскую диссертацию по лепестковым газодинамическим подшипникам в 1975.

С 1992 г. работает в научной лаборатории кафедры ЭКАО и ЭТ.

Специалист в области газовой смазки и механики высокоскоростных машин.



Румянцев Михаил Юрьевич родился в 1961 г. в Москве, СССР.

Окончил Московский Энергетический институт в 1984 г., защитил кандидатскую диссертацию в 1990 г в области силовой электроники.

До 2012 г. работал в научно-исследовательском штате, а с 2012 г. является заведующим кафедры ЭКАО и ЭТ. Автор более 60 научных работ, научные интересы лежат в области электромеханики и силовой электроники.



Сигачев Сергей Иванович, родился в 1958 г. в Москве, СССР.

В 1981 г. окончил Московский государственный университет им. Н.Э. Баумана. Защитил кандидатскую диссертацию по лепестковым газодинамическим подшипникам.

С 1992 г. работает в научной лаборатории кафедры ЭКАО и ЭТ.

Специалист в области газовой смазки и механики высокоскоростных машин.



Капустин Александр Юрьевич, родился в 1989 г. в Москве, Российская Федерация.

В 2013 г. окончил Московский Энергетический институт.

С 2013 г. работает в научной лаборатории кафедры ЭКАО и ЭТ над кандидатской диссертацией на тему микротурбинных энергоустановок сверхмалой мощности.



Банакин Антон Валерьевич, родился в 1990 г. в Москве, Российская Федерация.

В 2013 г. окончил Московский Энергетический институт.

С 2013 г. работает в научной лаборатории кафедры ЭКАО и ЭТ над кандидатской диссертацией на тему микротурбинных энергоустановок сверхмалой мощности.